

A1

CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION WITH FRICTION WHEEL

Patent Number: JP6280959

Publication date: 1994-10-07

Inventor(s): HIBI TOSHIKUMI

Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD

Requested Patent: ■ JP6280959

Application Number: JP19930096809 19930330

Priority Number(s):

IPC Classification: F16H15/38

EC Classification:

Equivalents:

Abstract

PURPOSE: To prevent an input and an output disc from being damaged by the corner of a friction roller even if a load is applied at shifting of the gear.

CONSTITUTION: A continuously variable transmission concerned includes an input 10 and an output disc 12, a pair of friction rollers 14, 16 installed in a tridial groove formed by the two discs 10, 12 in such a way as in frictional contact with them, and roller supporting members 22, 24 which support the friction rollers 14, 16 rotatably through eccentric shafts 18, 20, are rotatable round rotary shaft perpendicular to the axes of the discs 10, 12, and are movable in the axial direction of the rotary shaft. The dimensions are so selected that the intersecting point A at which the normals from the points of the friction rollers 14, 16 contacting the discs 10, 12, lies nearer their axes of rotation than their center of curvature B according to the design.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-280959

(43)公開日 平成6年(1994)10月7日

(51)Int.Cl.⁵
F 16 H 15/38

識別記号
F 16 H 15/38

府内整理番号
8009-3 J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数2 FD (全6頁)

(21)出願番号

特願平5-96809

(22)出願日

平成5年(1993)3月30日

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 日比 利文

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

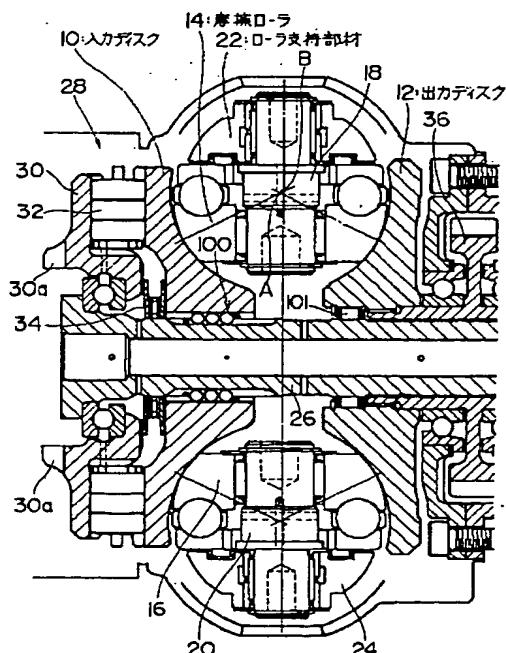
(74)代理人 弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54)【発明の名称】 摩擦車式無段変速機

(57)【要約】

【目的】 変速時に負荷がかかっても、摩擦ローラの角部が入出力ディスクを傷付けることがないようにする。

【構成】 入力ディスク10と、出力ディスク12と、両ディスクによって形成されるトロイド状のみぞ内に両ディスクと摩擦接触するように配置される1対の摩擦ローラ14及び16と、摩擦ローラ14及び16をそれぞれ偏心軸18及び20を介して回転自在に支持するとともに両ディスクの軸心に直交する回転軸部を中心として回動可能かつ上記回転軸部の軸方向に移動可能なローラ支持部材22及び24と、を有している。摩擦ローラ14及び16の両ディスクに接触する点からの法線が交差する点Aが、両ディスクの設計上の曲率中心Bよりも両ディスクの回転中心軸に近い側に位置するように寸法関係が設定されている。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力ディスク(10)と、
出力ディスク(12)と、
両ディスクによって形成されるトロイド状のみぞ内に両
ディスクと摩擦接触するように配置される1対の摩擦ローラ(14、16)と、
摩擦ローラ(14、16)をそれぞれ偏心軸(18、20)を介して回転自在に支持するとともに両ディスクの
軸心に直交する回転軸部を中心として回動可能かつ上記
回転軸部の軸方向に移動可能なローラ支持部材(22、
24)と、
を有する摩擦車式無段変速機において、
摩擦ローラ(14、16)の両ディスクに接触する点から
の法線が交差する点(A)が、両ディスクの設計上の
曲率中心(B)よりも両ディスクの回転中心軸に近い側
に位置するように寸法関係が設定されている、
ことを特徴とする摩擦車式無段変速機。

【請求項2】 無負荷時における両ディスクの設計上の
曲率中心(D)とローラ支持部材(22、24)の回転
軸部の軸心(F)とが一致している請求項1記載の摩擦
車式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、摩擦車式無段変速機に
関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来の摩擦車式無段変速機は、例えば特
開平4-29659号公報に示されるように、入力ディスクと、出力ディスクと、両ディスクにより形成される
トロイド状の溝内に摩擦接触するように配置される摩擦
ローラと、摩擦ローラを偏心軸を介して回転自在に支持
するとともに両ディスクの軸心に直交する回転軸部を
中心として回動可能かつ上記回転軸部の軸方向に移動可能
なローラ支持部材と、を有している。摩擦ローラの両ディ
スクと接触する点からの法線が交差する点と、ローラ支持
部材の傾軸中心と、両ディスクの曲率中心とが同一の
点にある。これにより、変速によりローラ支持部材が
傾軸した場合でも、摩擦ローラと両ディスクとの接觸点
がトロイド状の曲面からはずれることはない。したがって、
無負荷時では、入力ディスクも出力ディスクも軸方
向に移動することなく、また摩擦ローラがスイングする
こともなく変速することができる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記従
来の摩擦車式無段変速機では、負荷がかかり、両ディス
ク、ローラ支持部材などが弾性変形すると、両ディスクの
摩擦ローラの接觸点は設計上の接觸点から移動して、
見かけ上の摩擦ローラ開き角が大きくなる。これによ
り、摩擦ローラの角部(すなわち、摩擦ローラの曲面の
背面側終端部)が摩擦ローラと両ディスクとの接觸だ円

10

内に入り込み、両ディスクに傷を付けてしまうという問
題がある。この問題は、両ディスク、ローラ支持部材な
どの剛性を向上させて部品の弾性変形量を小さくするこ
とにより解決することができるが、この場合には重量が
増大するという問題がある。本発明はこのような課題を
解決することを目的としている。

【0004】

【課題を解決するための手段】 本発明は、摩擦ローラを
これの両ディスクに接触する点からの法線が交差する点
が、両ディスクの設計上の曲率中心よりも両ディスクの
回転中心軸に近い側に位置するように配置することによ
り、上記課題を解決する。すなわち、本発明の摩擦車式
無段変速機は、入力ディスク(10)と、出力ディスク
(12)と、両ディスクによって形成されるトロイド状
のみぞ内に両ディスクと摩擦接触するように配置される
1対の摩擦ローラ(14、16)と、摩擦ローラ(14、16)をそれ
ぞれ偏心軸(18、20)を介して回転自在に支持するとともに両
ディスクの軸心に直交する回転軸部を中心として回動可能かつ上記
回転軸部の軸方向に移動可能なローラ支持部材(22、
24)と、を有するものにおいて、摩擦ローラ(14、16)の両ディ
スクに接触する点からの法線が交差する点(第1実施例
ではA、第2実施例ではC)が、両ディスクの設計上の
曲率中心(第1実施例ではB、第2実施例ではD)よりも両
ディスクの回転中心軸に近い側に位置するように寸
法関係が設定されている、ことを特徴とする。また、後
述の第2実施例のように、無負荷時における両ディスクの
設計上の曲率中心(D)とローラ支持部材(22、24)の回転
軸部の軸心(F)とが一致しているものとす
ることができる。なお、上述のかっこ内の数字は後述の
実施例の対応する部材の符号である。

【0005】

【作用】 摩擦ローラは、これの両ディスクに接触する点
からの法線が交差する点が、両ディスクの設計上の曲率
中心よりも両ディスクの回転中心軸に近い位置に位置す
るよう配置されている。変速時に負荷がかかると、摩
擦ローラの両ディスクに接觸する点からの法線が交差す
る点は、両ディスクの回転中心軸から遠ざかる方向へ、
すなわち、両ディスクの曲率中心と一致する方向へ移動
する。このため、負荷がかかった状態において従来の無
負荷の状態とほぼ同様となり、摩擦ローラの角部が、摩
擦ローラと両ディスクとの接觸だ円内に入り込むことは
ないため、両ディスクに接觸してこれらに傷を付けると
いうことはない。

【0006】

【実施例】 図1に本発明の摩擦車式無段変速機を示す。
入力軸26と、入力軸26にボールスライド100を
介して軸方向に移動可能にかつ回転方向に駆動可能に連
絡される入力ディスク10と、出力ディスク12と、入
力ディスク10と出力ディスク12との間の回転力を伝

30

40

50

3

達する一対の摩擦ローラ14及び16とを有している。入力ディスク10及び出力ディスク12の摩擦ローラ14及び16との接触面はトロイド面としてある。入力ディスク10及び出力ディスク12に対する摩擦ローラ14及び16の接触状態を変えることにより、入力ディスク10と出力ディスク12との回転速度比を連続的に変えることができる。1対の摩擦ローラ14及び16は、それぞれ偏心軸18及び20を介して一対のローラ支持部材22及び24に回転可能に支持されている。一対のローラ支持部材22及び24は、これらの図示していない上下の回転軸部において図示していないリンクプレートによってそれぞれ回転可能かつ上下方向に移動可能に支持されている。ローラ支持部材22及び24は、図3に示すように、従来のものと比較して、これの回転軸部の軸心Eを互いに近づけて配置してある。これにより、摩擦ローラ14及び16の両ディスク10及び12に接触する点からの法線が交差する点Aが、両ディスク10及び12の設計上の曲率中心Bよりも両ディスク10及び12の回転中心軸側に寄せることになる。なお、ローラ支持部材22及び24を上記のような配置とすることにより、入力ディスク10が軸方向に押されて移動するので、点Aは図3に示すように横方向にずれることになる。カムフランジ30は、これに形成されているつめ部30aを介して図示を省略した前後進切換機構及びトルクコンバータと連結されており、これによりエンジンの回転力が入力される。入力ディスク10の背面側に推力カム装置28が配置されている。推力カム装置28は、カムフランジ30と、入力ディスク10の背面側と、カムローラ32とから構成されている。カムフランジ30及び入力ディスク10の互いに対面するカム面にカムローラ32が設けられている。カムローラ32は入力ディスク10とカムフランジ30とが相対回転したとき入力ディスク10を出力ディスク12側に押圧する力を発生するような形状としてある。入力ディスク10とカムフランジ30との間には皿ばね34が設けられている。皿ばね34は、推力カム装置28と並列に入力ディスク10を出力ディスク12側に押圧する。出力ディスク12はニードルベアリング101を介して入力軸26上に回転可能に支持されている。出力ディスク12と一緒に回転するように駆動歯車36が設けられている。図示を省略したが、駆動歯車36を介して入力ディスク10と対称位置にある他の入力ディスクの背面と入力軸26との間には、付勢力が与えられかつ変形余裕度を備えた皿ばねが設けられている。この皿ばねは、入力ディスク10を出力ディスク12側に押圧する。

【0007】次に、本実施例の動作について説明する。カムフランジ30にトルクが入力すると、推力カム装置28が入力トルクに見合った推力を発生させ、入力ディスク10を回転駆動する。入力ディスク10の回転にともない、これにポールスライイン100を介して結合す

4

る入力軸26が回転する。前記推力により、摩擦ローラ14及び16は入力ディスク10と出力ディスク12とに挟み付けられて滑ることなく回転し、入力ディスク10から出力ディスク12への動力伝達が行われる。無負荷の状態で変速すると、入力ディスク10はカムフランジ30方向へ軸方向に移動するとともに摩擦ローラ14及び16がスイングする。しかし、負荷がかかり両ディスク10及び12などが弾性変形すると、両ディスク10及び12と、摩擦ローラ14及び16との位置関係は、摩擦ローラ14及び16が両ディスク10及び12に接触する点からの法線が交差する点Aと、両ディスク10及び12の設計上の曲率中心Bとが一致するようになる(図2及び図4参照)。すなわち、従来の摩擦車式無段変速機の弾性変形していない状態と同様になり、摩擦ローラ14及び16の角部が両ディスクを傷つけるということはない。なお、この場合、ローラ支持部材22及び24の弾性変形によって点Eも実際上は、点A及びBに一致する方向に移動すると考えられる。なお、本実施例においては、無負荷の状態で変速すると、カムフランジ30と入力ディスク10とは相対変位しないため、入力ディスク10が入力軸26と一緒に変速方向に対応して軸方向に左右移動するが、前述した図示していない皿ばねをたわみ変形させることにより、入力ディスク10の移動量を吸収することができる。

【0008】次に、第2実施例について説明する。図5に示されるように、入力軸66と、入力軸66にポールスライイン200を介して軸方向に移動可能にかつ回転方向に駆動可能に結合される入力ディスク50と、出力ディスク52と、入力ディスク50と出力ディスク52との間の回転力を伝達する一対の摩擦ローラ54及び56とを有している。入力ディスク50及び出力ディスク52の摩擦ローラ54及び56との接触面はトロイド面としてある。入力ディスク50及び出力ディスク52に対する摩擦ローラ54及び56の接触状態を変えることにより、入力ディスク50と出力ディスク52との回転速度比を連続的に変えることができる。1対の摩擦ローラ54及び56は、それぞれ偏心軸58及び60を介して一対のローラ支持部材62及び64に回転可能に支持されている。一対のローラ支持部材62及び64は、これらの図示していない上下の回転軸部において図示していないリンクプレートによってそれぞれ回転可能かつ上下方向に移動可能に支持されている。ローラ支持部材62及び64の回転軸部の軸心Fは従来のものと同様としたまま、摩擦ローラ54及び56を互いに近づけて配置してある。すなわち、摩擦ローラ54及び56の両ディスク50及び52に接触する点からの法線が交差する点Cが、両ディスク50及び52の曲率中心Dよりも両ディスク50及び52の回転中心軸に近づくように、摩擦ローラ54及び56の背面を支持するローラ支持部材62及び64の受け面を互いに近づけて配置してある(図

7参照)。カムフランジ70は、これに形成されているつめ部70aを介して図示を省略した前後進切換機構及びトルクコンバータと連結されており、これによりエンジンの回転力が入力される。入力ディスク50の背面側に推力カム装置68が配置されている。推力カム装置68は、カムフランジ70と、入力ディスク50の背面側と、カムローラ72とから構成されている。カムフランジ70及び入力ディスク50の互いに対面するカム面にカムローラ72が設けられている。カムローラ72は、入力ディスク50とカムフランジ70とが相対回転したとき入力ディスク50を出力ディスク52側に押圧する力を発生するような形状としてある。入力ディスク50とカムフランジ70との間には皿ばね74が設けられている。皿ばね74は、推力カム装置28と並列に入力ディスク50を出力ディスク52方向に押圧する。出力ディスク52はニードルベアリング201を介して入力軸66上に回転可能に支持されている。出力ディスク52と一緒に回転するように駆動歯車76が設けられている。図示を省略したが、第1実施例と同様に、駆動歯車76を介して入力ディスク50と対称位置にある他の入力ディスクの背面と入力軸66との間には、付勢力が与えられかつ変形余裕度を備えた皿ばねが設けられている。この皿ばねは、入力ディスク50を出力ディスク52側に押圧する。

【0009】次に、第2実施例の動作について説明する。カムフランジ70にトルクが入力すると、推力カム装置68が入力トルクに見合った推力を発生させ、入力ディスク50を回転駆動する。入力ディスク50の回転に伴い、これにボールスライド200を介して連結される入力軸66が回転する。前記推力により、摩擦ローラ54及び56は入力ディスク50と出力ディスク52とに挟み付けられて滑ることなく回転し、入力ディスク50から出力ディスク52への動力伝達が行われる。無負荷の状態で変速すると、入力ディスク50はカムフランジ70方向へ軸方向に移動する。しかし、点Dと点Fとが一致しているので、摩擦ローラ54及び56がスイシングすることはない。負荷がかかり両ディスク50及び52などが弾性変形すると、両ディスク50及び52と、摩擦ローラ54及び56との位置関係は、摩擦ローラ54及び56が両ディスク50及び52に接触する点からの法線が交差する点Cと、両ディスク50及び52の曲率中心Dとが一致するようになる(図6及び図8参照)。すなわち、従来の摩擦車式無段変速機の変形して

いない状態と同様になり、摩擦ローラ54及び56の角部が両ディスクを傷つけるということはない。なお、本実施例においても前記第1実施例と同様に、無負荷の状態で変速すると、入力ディスク50が入力軸66と一緒に変速方向に対応して軸方向に左右移動するが、前述した図示を省略した皿ばねをたわみ変形させることにより、入力ディスク50の移動量を吸収することができる。

【0010】

【発明の効果】以上説明してきたように、本発明によると、摩擦ローラは、これの両ディスクに接触する点からの法線が交差する点が、両ディスクの設計上の曲率中心よりも両ディスクの回転中心軸に近い位置に位置するように配置されている。これにより、変速時に負荷がかかったとき、摩擦ローラの両ディスクに接触する点からの法線が交差する点が両ディスクの曲率中心と一致する方向に移動する。このため、摩擦ローラの角部が、摩擦ローラと両ディスクとの接触だ円内に入り込むことはないため、両ディスクに接触してこれらを傷けるということはない。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例(無負荷時)を示す図である。

【図2】第1実施例の負荷変速時の状態を示す図である。

【図3】図1の両ディスクの曲率中心付近の拡大図である。

【図4】図2の両ディスクの曲率中心付近の拡大図である。

【図5】第2実施例(無負荷時)を示す図である。

【図6】第2実施例の負荷変速時の状態を示す図である。

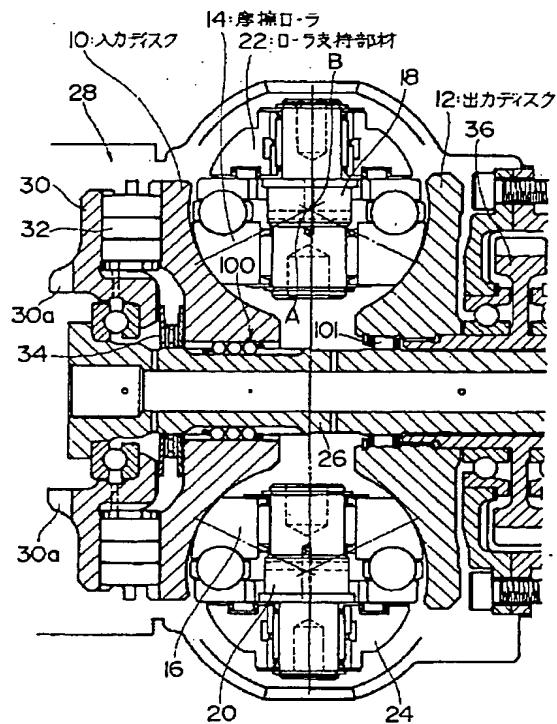
【図7】図5の両ディスクの曲率中心付近の拡大図である。

【図8】図6の両ディスクの曲率中心付近の拡大図である。

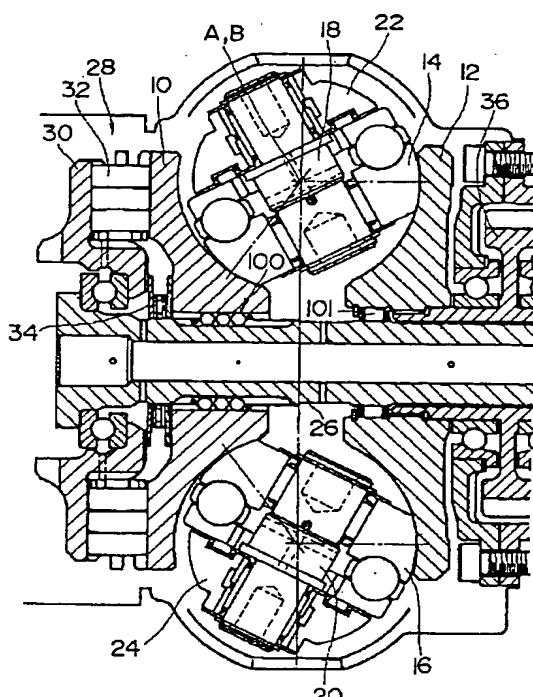
【符号の説明】

- | | |
|-------|---------|
| 10 | 入力ディスク |
| 12 | 出力ディスク |
| 14、16 | 摩擦ローラ |
| 18、20 | 偏心軸 |
| 22、24 | ローラ支持部材 |

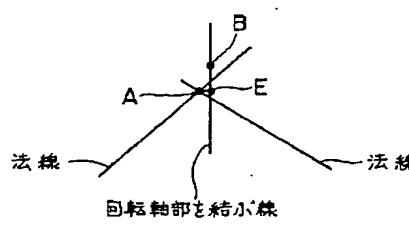
【図1】



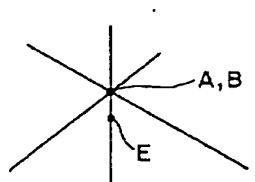
【図2】



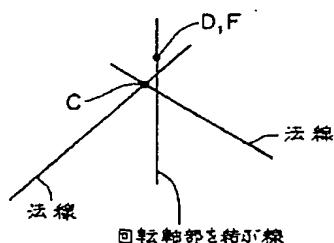
【図3】



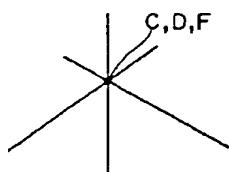
【図4】



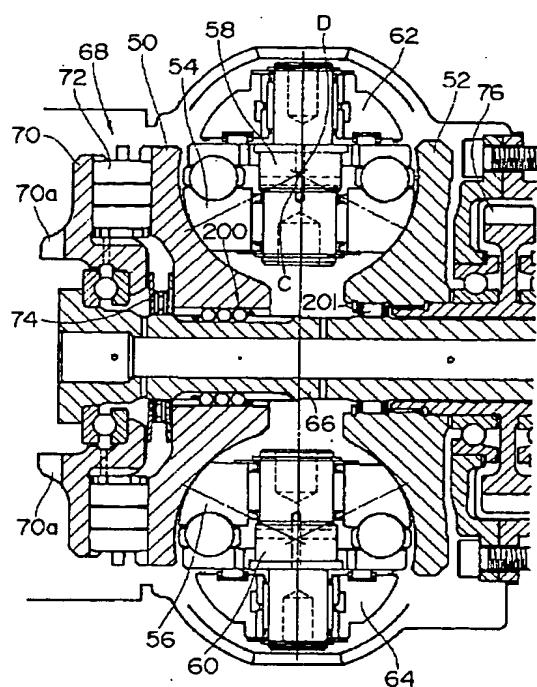
【図7】



【図8】



【図5】



【図6】

